

BRAKE CONTROL DEVICE FOR VEHICLEPatent Number: ~~JP9104331~~

JP-B2-2765570

Publication date: 1997-04-22

Inventor(s): WAKATA HIDEO; TAKEI TOSHIHIRO; HATTORI YOSHIYUKI; UNO HARUHIKO;
IMOTO YUZO

Applicant(s):: DENSO CORP

Requested Patent: ☐ JP9104331Application
Number: JP19960236871 19960906

Priority Number(s):

IPC Classification: B60T8/24 ; B60T8/26 ; B60T8/58

EC Classification:

Equivalents: JP2765570B2

Abstract

PROBLEM TO BE SOLVED: To shorten a vehicle brake distance by providing a second brake pressure generating means to generate a second brake pressure by which a first brake pressure is boosted based on the first brake pressure at a first brake pressure generating means.

SOLUTION: By energizing a variable pressure governor 210, a pressure signal ratio is varied. Namely, when a current is fed so that a force is laterally generated at the variable pressure governor 210, the variable pressure governor tends to reduce a pressure, and a pressure in an input pipe 173 is suppressed to a low value and a pressure signal is decreased. Meanwhile, when a current is fed so that a force is generated to the left, the variable pressure governor 210 tends to boost, and a pressure in the input pipe 173 is increased and a pressure signal ratio is increased. Thus, by controlling a current to the variable pressure governor 210 by an electronic control circuit, a pressure signal ratio is controlled and variable boost control is practicable.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許番号

第2765570号

(45) 発行日 平成10年(1998) 6月18日

(24) 登録日 平成10年(1998) 4月3日

(51) Int.Cl.⁶
B 6 0 T 8/24
8/26
8/58

識別記号

F I
B 6 0 T 8/24
8/26 H
8/58 A
Z

発明の数 1 (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願平8-236871
(62) 分割の表示 特願平7-252848の分割
(22) 出願日 昭和61年(1986) 7月4日

(65) 公開番号 特開平9-104331
(43) 公開日 平成9年(1997) 4月22日
審査請求日 平成8年(1996) 9月6日

(73) 特許権者 000004260
株式会社デンソー
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(72) 発明者 若田 秀雄
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本
電装株式会社内
(72) 発明者 竹井 敏博
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本
電装株式会社内
(72) 発明者 服部 義之
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本
電装株式会社内
(74) 代理人 弁理士 碓氷 裕彦

審査官 遠藤 謙一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用ブレーキ制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

1. 乗員の車両制動操作に応じて第1のブレーキ圧力を発生する第1のブレーキ圧力発生手段と、
前記車両制動操作時にブレーキ圧力作用により第1輪に車輪制動力を発生する第1の車輪制動力発生手段と、
前記第1輪に対して車両の対角位置に配置された第2輪に前記車両制動操作時にブレーキ圧力作用により車輪制動力を発生する第2の車輪制動力発生手段と、
前記第1のブレーキ圧力発生手段と前記第1及び第2の車輪制動力発生手段とを連通する管路と、
前記第1のブレーキ圧力発生手段における前記第1のブレーキ圧力を基準として、当該第1のブレーキ圧力よりも高い第2のブレーキ圧力を形成して第1の車輪制動力発生手段および第2の車輪制動力発生手段に独立に付与可能な第2のブレーキ圧力発生手段と、

前記第1のブレーキ圧力発生手段における前記第1のブレーキ圧力を基準として、当該第1のブレーキ圧力よりも低い第3のブレーキ圧力を前記第1および第2の車輪制動力発生手段に加圧可能な第3のブレーキ圧力付与手段と、
前記車両の旋回制動状態を検出する旋回制動状態検出手段と、
前記旋回制動状態検出手段によって検出される旋回制動状態に応じて、前記第2のブレーキ圧力が前記第1の車輪制動力発生手段に付与される際には前記第2の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ圧力を前記第3のブレーキ圧力にし、あるいは前記第3のブレーキ圧力が前記第1の車輪制動力発生手段に付与される際には前記第2の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ圧力は前記第2のブレーキ圧力とするように、前記第1および第2の車輪

制動力発生手段にかかるブレーキ圧力を制御する制御手段と、

を備えることを特徴とする車両用ブレーキ制御装置。

2. 前記第3のブレーキ圧力付与手段は、前記第1のブレーキ圧力よりも低い前記第3のブレーキ圧力を形成する際には前記管路に設けられた制御弁によってブレーキ圧力を減圧するとともに、

前記第3のブレーキ圧力付与手段は、前記第1輪および前記第2輪のスリップ状態を検知して、このスリップ状態の検知結果を用いて第3のブレーキ圧力を前記第1の車輪制動力発生手段もしくは第2の車輪制動力発生手段の一方に付与することを特徴とする特許請求の範囲第1項に記載の車両用ブレーキ制御装置。

3. 前記旋回制動状態検出手段は、前記車両の前後方向減速度と左右方向の横加速度を検出し、この前後左右の加減速度に応じて車両の荷重移動を検知し、この荷重移動に応じて前記制御手段は前記第1および第2の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ圧力を制御することを特徴とする特許請求の範囲第1項または第2項に記載の車両用ブレーキ制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は車両の車輪へのブレーキ力を乗員の車両制動操作に応じて発生された第1のブレーキ圧力よりも高い第2のブレーキ圧力を車輪制動力発生手段に加える際に、この第2のブレーキ圧力を第1のブレーキ圧力に関連付けて形成することにより、乗員の意思に応じたブレーキアシストが実現できる車両用ブレーキ制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来のブレーキ装置では、乗員のブレーキペダル操作に応じて、マスタシリンダにてブレーキペダルストロークに比例したブレーキ圧力すなわちマスタシリンダ圧が形成される。そしてこのマスタシリンダ圧がホイールシリンダに伝達されて、車輪に車輪制動力を発生させている。

【0003】また、特に低 μ 路において車輪のロック傾向が強まった場合に、このロック傾向を緩和するために、ホイールシリンダにかかるブレーキ液圧を減圧するアンチスキッド制御装置が知られている。通常、車輪のスリップ率が20%程度において最も路面反力を稼げ、アンチスキッド制御では、スリップ率20%近傍を維持できるようにブレーキ圧力が調整される。

【0004】すなわち、車体の制動力を最も稼げ、車両の停止距離を最も短縮できるスリップ率20%を実現できるブレーキ圧力がホイールシリンダに加えられないと、最大制動力に近いものを得ることができない。しかしながら、ブレーキペダルの踏み方あるいはブレーキペダルを踏む踏力が弱い乗員がブレーキペダル操作を行っている場合には、このブレーキ圧力までマスタシリンダ

圧を増大することができない。

【0005】なお、従来では、乗員のペダル操作を、エンジン負圧等を用いて所定倍力して高いマスタシリンダ圧を形成する倍力装置が用いられている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、このような倍力装置のみに乗員のペダル操作の倍力を頼ると、最大制動力を稼げるブレーキ圧力をホイールシリンダに加えるためには、この倍力装置の能力が非常に大きなものが必要となる。よって本願発明では、第1のブレーキ圧力を管路中においてさらに増大する第2のブレーキ圧力発生手段を備えることによって、第1のブレーキ圧力がある程度小さな値であっても、車輪制動力発生手段にかかるブレーキ圧力は、最大制動力近傍を発揮できる第2のブレーキ圧力とでき、車両制動距離を短縮することができるブレーキ制御装置を提供することを目的とする。

BA

【0007】

【課題を解決するための手段】本願発明は、旋回制動状態検出手段によって検出される旋回制動状態に応じて、第1のブレーキ圧力より高い第2のブレーキ圧力が第1の車輪制動力発生手段に付与される際には第2の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ圧力を第1のブレーキ圧力より低い第3のブレーキ圧力にし、あるいは第1のブレーキ圧力より低い第3のブレーキ圧力が第1の車輪制動力発生手段に付与される際には第2の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ圧力は第1のブレーキ圧力より高い第2のブレーキ圧力とするように、第1および第2の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ圧力を制御する制御手段と、を主要構成として備えている。

【0008】そして第3のブレーキ圧力付与手段は、第1のブレーキ圧力よりも低い第3のブレーキ圧力を形成する際には管路に設けられた制御弁によってブレーキ圧力を減圧するとともに、第3のブレーキ圧力付与手段は、第1輪および第2輪のスリップ状態を検知して、このスリップ状態の検知結果を用いて第3のブレーキ圧力を第1の車輪制動力発生手段もしくは第2の車輪制動力発生手段の一方に付与するようにしてもよい。また、旋回制動状態検出手段は、車両の前後方向減速度と左右方向の横加速度を検出し、この前後左右の加減速度に応じて車両の荷重移動を検知し、この荷重移動に応じて制御手段は第1および第2の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ圧力を制御するようにしてもよい。

【0009】また、荷重移動の大きさを検知する検知手段を備えるとともに、検知手段の検知結果に応じて、第1あるいは第2の車輪制動力発生手段の内、荷重移動によって荷重が減少した車輪側の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ圧力を荷重移動の大きさに応じて第1のブレーキ圧力よりも所定圧低下させるとともに、荷重移動の大きさに応じて第2のブレーキ圧力発生手段によって

調圧された第2のブレーキ圧力を、荷重移動によって荷重が増大した車輪側の車輪制動力発生手段に加えるように、制御手段を構成するようにしてもよい。

【0010】このような本願発明では、乗員の車両制動操作に応じて発生される第1のブレーキ圧力よりも高い第2のブレーキ圧力を発生する第2のブレーキ圧力発生手段が構成されていることによって、第1のブレーキ圧力が圧程度小さな値であっても、車輪制動力発生手段にかかるブレーキ圧力は、最大制動力近傍を発揮できる第2のブレーキ圧力まで増大することができ車両制動距離を短縮することができる。そして、このような第2のブレーキ圧力の付与は車両の旋回制動状態に応じて実行される。すなわち、車両旋回制動時における前後方向の荷重移動および左右方向の荷重移動あるいは車輪のスリップ状態に応じて第2のブレーキ圧力が付与される車輪を決定する。この際、第1輪に対して対角輪となる第2輪の第2の車輪制動力発生手段に付与されるブレーキ圧力は制御手段によって第1のブレーキ圧力よりも低い第3のブレーキ圧力が付与される。旋回制動時には、旋回外輪における前輪が最も荷重が増大し、旋回内輪における後輪が最も荷重が減少する。よって、旋回制動時には、旋回外輪の前輪が最も大きな車輪制動力を発揮でき、旋回内輪の後輪は最も小さい車輪制動力しか発揮できない。よって、対角位置にある車輪の内、一方を第1のブレーキ液圧よりも増大した第2のブレーキ圧力を付与する場合、他方には第1のブレーキ圧力より低い第3のブレーキ圧力を付与するようにすれば、車両全体としての制動力を殆ど低下させることなく車両の安定性を確保することが可能である。なお、車両の旋回制動時においてたとえば旋回内輪の後輪側が先に減圧されて第3のブレーキ圧力が付与される場合においても対角位置にある旋回外輪側の前輪に第1のブレーキ圧力よりも大きい第2のブレーキ圧力を付与すれば、車両の安定性を向上することが可能である。すなわち第3のブレーキ圧力が付与される旋回内輪の後輪ではブレーキ圧力が低下されたことにより車輪が発揮する前後力および横力が低下する。これに合わせて、旋回外輪の前輪側のブレーキ圧力を第2のブレーキ圧力に増大することによってスリップがある程度増加しこの前輪側の車輪においても前後力と横力が低下する。よって、旋回内輪の後輪と旋回外輪の前輪との双方の前後力、横力が低下すれば車両の重心にかかる制動力のベクトルはほとんど一定方向のままとなり、旋回制動におけるオーバステア、アンダステアによるスピンおよび突っ込みを回避でき車両の安定性、トレース性を確保できる。

【0011】

【0012】

【発明の実施の形態】以下本発明を図に示す実施例について詳細に説明する。まず、図2の全体構成を示すブロック図において、1は車両の各車輪の速度を検出する電

磁ピックアップ等の車輪速度センサを備えた車輪センサ群、2はマスターシリンダおよび各ホイールシリンダの油圧を検出する油圧センサ群、3は車両の前後方向および左右方向の加速度を検出する加速度センサ、4はステアリングの操舵角を検出するステアリングセンサ、5はブレーキスイッチ、圧力スイッチ等のスイッチ群、6は電子制御回路（ECU）であり、車輪センサ群1、油圧センサ群2、加速度センサ3、ステアリングセンサ4、スイッチ群5よりの各種信号に基づいた演算処理を行い、ブレーキ油圧を調整するブレーキアクチュエータ7に制御信号を加えて制御するものである。このブレーキアクチュエータ7は、圧力切換弁7aと車両の各車輪のブレーキ系に配設した可変調圧器7b、7c、7d、7eを備えている。

【0013】さらに、図3は図2におけるブレーキアクチュエータ7の油圧系を示す油圧システム図である。ブレーキ操作手段であるブレーキペダル101はリザーバ104に接続されたマスターシリンダ103に連結されている。このブレーキペダル101を踏み込むと、前記マスターシリンダ103はその踏込力に応じたブレーキ油圧を発生する。マスターシリンダ103は油圧を発生する部屋を2つ有しており、それぞれの部屋には第1主管151と第2主管153が連結されている。第1主管は第1枝管155と第2枝管157に分岐し、また前記第2主管153を第2枝管159と第4枝管161に分岐している。前記第1枝管155は右前輪に配されたホイールシリンダ105に連結されており、また前記第2枝管157は左前輪に配されたホイールシリンダ107に連結されている。また前記第3枝管159は右後輪に配されたホイールシリンダ109に連結されており、前記第4枝管161は左後輪に配されたホイールシリンダ111に接続されている。なお各枝管と各ホイールシリンダについては全く同様の構成となっているので、第1枝管とホイールシリンダ105についてのみ説明する。電動モータ115は油圧ポンプ117を駆動するものである。この電動モータ115によって駆動される油圧ポンプ117は、リザーバ180に蓄えられた油を導入管122より吸上げ、導出管120に吐出するものである。この導入管122にはチェック弁123が配され、また導出管120にはチェック弁121が配されている。前記油圧ポンプ117より吐出管に吐出された油圧は、この吐出管120を通してアキュムレータ（一定圧力源）113に蓄えられる。このアキュムレータ113は圧力管170に連結されており、アキュムレータ113に蓄えられた圧力は、圧力管170を通して可変調圧器210に導かれる。

【0014】なお、前記油圧ポンプ117の吐出側と吸込側とを結ぶ還流管125が、前記導出管120と前記導入管122を連結するように配されている。この還流管125には安全弁127が配されており、前記油圧ポ

ンブ117からの吐出圧が所定圧力以上になった場合にこの安全弁127が開弁する。そして、その所定圧力以上になった圧力が、この還流管125を通過して、前記リザーバー180側に還流する。

【0015】また前記導出管120には圧カスイッチ119が配されており、前記アキュムレータ113内に蓄えられた圧力を検知している。そしてこのアキュムレータ113内の圧力が所定値以下になれば、前記電動モータ115を回転させて油圧ポンプ117を駆動させ、また前記アキュムレータ113内の圧力が所定圧力以上になった場合には、前記電動モータ115の駆動を停止するよう信号を送信するものである。

【0016】前記第1主管151より分岐した第1枝管155には、圧力カット弁510及びカット弁310が配され、ホイールシリンダ105に連通している。前記圧力管170には、圧力分岐管171が分岐しており、圧力切換弁500の第1ポート501に接続している。この圧力切換弁500は第1ポート501と第2ポート502、第3ポート503を有するもので、前記第2ポートと第3ポートを連通する第1位置および前記第1ポート501と第3ポート503を連通する第2位置に切り換わる電磁切換弁である。前記第2ポート502は戻し管631により、リザーバー180に連通している。前記第3ポート503はパイロット圧力管610に接続されており、このパイロット圧力管610はパイロット管600に分岐している。さらにこのパイロット管600は前記圧力カット弁510に枝管620を介して参照圧を導入しており、さらに前記カット弁310も参照圧を導入している。また、前記パイロット圧力管610は調圧カット弁700にも参照圧を導入している。

【0017】前記圧力カット弁510の上流側と下流側は逆止弁512を有する還流路511によって連通している。前記第1枝管155はパイロット管175が分岐しており、前記カット弁310に参照圧を導入している。このパイロット管175より前記第1枝管155の圧力が、あるいは、パイロット管600よりアキュムレータ113の圧力が前記カット弁310に導入されると、前記カット弁310は切り替わって前記第1枝管155を遮断する。

【0018】前記可変調圧器210は第1ポート211と第2ポート212と第3ポート213を有する。前記第1ポート212は前記圧力管170に連結されており、また第2ポート212は戻し管172によって前記リザーバー180に連結されている。また前記第3ポート213は入力管173を介して変調器410に連結されている。この入力管173は第1入力管173a、第2入力管173bに分岐している。前記可変調圧器210は前記第2ポート212と前記第3ポート213を連結する第1位置と前記第1ポート211と前記第3ポート213を連結する第2位置とに切り換わるものであ

る。この可変調圧器210はいわゆるスプール型弁であり、前記第1枝管155からの分岐したパイロット管156と前記入力管173から分岐した第2パイロット管190からの参照圧力を比較し、その圧力差によって、切り換わるものである。また、この可変調圧器210は電磁力によっても切り換わるものであり、この電磁力に応じて前記第1ポート211と第3ポート213の連通量、あるいは前記第2ポート212と第3ポート213の連通量を任意な値に制御することが可能である。

【0019】次に、変調器410の構成について説明する。この変調器410は第1シリンダ450と第2シリンダ452を有する。第1シリンダ450内には可動ピストン411と第2調圧ピストン431とが配されている。前記可動ピストン411の一端側には入力室412が形成され、他端側すなわち前記第2調圧ピストン431と対向する面には、出力室413が形成されている。前記第2調圧ピストン431の他端側には、第1調圧室434が形成されている。

【0020】前記入力室412には前記第1入力管173aが接続されており、また前記出力室413には出力管174が接続され、ホイールシリンダ105に連通されている。前記第1調圧室434には前記第2入力管173bが接続されており、この第2入力管173bには調圧カット弁700が配されている。この調圧カット弁700は通常前記第2入力管173bを遮断するものであり、前記パイロット圧力管610からのパイロット圧を受けて、この第2入力管173bを連通するように切り替わるものである。

【0021】また、この調圧カット弁700の上流側と下流側を結ぶ迂回管710が、前記第2入力173bに接続されている。そして、この迂回管710にはチェック弁711が配されており、前記可変調圧器210から前記第1調圧室434に向かう流れのみを許容している。なお、前記可動ピストン411と前記第2調圧ピストン431との間には圧力スプリング414が配されており、また前記第1調圧室434内には、前記第2調圧ピストン431を出力室413方向に不勢する第2圧力スプリング435が配されている。

【0022】前記第2シリンダ452内には、第1調圧ピストン432が配されている。この第1調圧ピストン432の一端側には、第2調圧室437が形成されている。この第2調圧室437には前記第1枝管155から分岐する分岐管630により、第1枝管155内の圧力が導入されている。また、前記第3調圧室436は戻し管633によって、リザーバー180に連通している。前記第1調圧ピストン432にはロッド432aが形成されており、前記入力室412内を通過して前記可動ピストン411に当接している。

【0023】なお、詳細な説明は省略するが、第2枝管157にはカット弁320、可変調圧器220、変調器

420、圧力カット弁520、調圧カット弁720が配されている。また、第3枝管159にはカット弁330、可変調圧器230、変調器430、圧力カット弁530、調圧カット弁730が配されており、さらに第4枝管161にはカット弁340、可変調圧器240、変調器440、圧力カット弁540、調圧カット弁740がそれぞれ配されている。そして、これらのカット弁、可変調圧器、変調器、圧力カット弁、調圧カット弁は前述したカット弁310、可変調圧器210、変調器410、圧力カット弁510、調圧カット弁710と全く同一の構成を有するものである。

【0024】また、本実施例はいわゆるFR車に適用した場合の例を示すものである。次に、本実施例の作動について説明する。まず図3を用いて、油圧系の基本作動を説明する。まずブレーキペダル101を踏み込まないブレーキ非操作時においては、前記圧力切換弁500は第1位置にあり、前記圧力カット弁510及びカット弁310は連通位置にある。また、可変調圧器210は図3に示すような第1位置にあり、前記変調器410の可動ピストン411の中立位置を保っている。

【0025】次に、ブレーキペダル101を踏み込んで、マスターシリンダ103にブレーキ油圧が発生すると、そのブレーキ油圧は第1主管151及び第1枝管155に向かって導出される。この第1枝管155を流れる油圧はパイロット管156を介して可変調圧器210に導かれ、このパイロット油圧を受けて、可変調圧器210は第1位置から第2位置に切り換わる。すると、前記アキュムレータ113から圧力管170を介して、導かれた一定油圧が第1ポート211から第3ポート213へ流れ、さらに入力管173から第1出力管173aを介して、調圧器410の入力室412に流入する。すると、可動ピストン411がこの入力室412内の圧力を受けて、出力室413側に移動し、この出力室413内の容積が減少して圧力が上昇し、出力管174を介してホイールシリンダ105にその圧力が伝達される。

【0026】なお、この時、第1調圧室434は調圧カット弁700が前記第2出力管173bを遮断しており、また逆止弁711は第1調圧室435からの流出を防止しているため、この第1調圧室434内の圧力は一定に保持される。よって、前記第2調圧ピストン431はその位置を固定されたままとなる。また、前記第1枝管151内を流れる圧力は、導管630を介して前記第2調圧室437内にも導入されており、第1調圧ピストン432はロッド432aを介して前記可動ピストン411を出力室413側に付勢している。また、前記カット弁310は前記第1枝管155を流れる圧力をパイロット管175を介して参照圧として受けており、第1枝管155内に圧力が導入されると第1カット弁310はこの第1枝管155を遮断する。

【0027】なお、前記可変調圧器210はパイロット

管156からの参照圧と、第2パイロット管190からの参照圧をそれぞれ導入している。すなわち、前記第1枝管155を流れる圧力と、前記入力管173を流れる圧力との差圧を検知して切り替わるものである。このとき、可変調圧器210は前記パイロット管156からの圧力を受ける受圧面積の方が前記第2パイロット管190から受ける受圧面積よりも大きなものとなっている。ここでこの受圧面積の比を α とすると、前記パイロット管156から受ける圧力よりも前記第2パイロット管190から受ける圧力の方が α 倍になった時に、前記可変調圧器210は第2位置から元の第1位置に切り換わり前記入力管173を前記戻し管172に連通させる。言い換えれば、前記第1枝管155を流れる圧力の α 倍の圧力が前記入力管173を流れることになる。

【0028】この入力管173を流れる油圧が前記第1枝管155を流れる油圧の α 倍以上になれば、前述したように前記可変調圧器210が図3図示の第1位置に切り替わり、パイロット管175が第3ポート213、第2ポート212を介して、戻し管172に連通し、その結果入力室412内の圧力がこの入力管173、戻し管172を介してリザーバー180に戻される。よって、この入力管173に流れる圧力、すなわち前記入力室412に導入される圧力は、常に前記第1枝管155を流れる油圧の α 倍に押さえられることになる。

【0029】変調器410において、第1調圧ピストン432の第2調圧室側受圧面積と、可動ピストン411の受圧面積とは等しく設定されており、スプリング414も比較的弱く設定されているため、出力室413に発生する圧力は、配管155のマスターシリンダ圧力と配管173の圧力の和にほぼ等しい。従って、ホイールシリンダ105の圧力は、マスターシリンダ103からの圧力の $(\alpha+1)$ 倍となり、倍力作用が成される。

【0030】前記可変調圧器210に通電することによって、前記 α を可変にすることができる。すなわち、第3図において、可変調圧器210に右方向に力が発生するように電流を供給すると、可変調圧器は減圧傾向となり、入力管173の圧力は低く抑えられ、 α は小さくなる。一方、左方向に力が発生するように電流を供給すると、可変調圧器210は増圧傾向となり、入力管173の圧力は高められ、 α は大きくなる。

【0031】従って、可変調圧器210へ供給する電流をECU6により制御することにより、前述の圧力信号比 α が制御され、可変倍力制御が行なえる。よって、センサ群1～5の信号に基づき、前後制動力配分が適正となるようECU6は、可変調圧器210～240を制御するが、詳細は後述する。本システムにおいては、急制動時の車輪ロックを防ぐアンチスキッド機能、発進、加速時の駆動輪のホイールスピンを防ぐトラクション機能も備えており、以下に述べる。

【0032】まず、運転者がブレーキペダル101を急

激に踏み込み、車両を急停車する場合について述べる。各車輪に設けた車輪速度センサがその車輪がロック傾向になると判断すると、まず、ECUより前記圧力切換弁500に切換信号を送信する。この信号を受けた圧力切換弁500は第2位置に切り換わり、前記第1ポート501と第3ポート503とを連通させる。すると、アクチュエータ113内に蓄えられた圧力は、圧力管170、圧力分岐管171、第1ポート501、第3ポート503を介して、パイロット圧力管610、パイロット管600にそれぞれ導出される。

【0033】パイロット管600に導出された圧力は、パイロット管620を介して圧力カット弁510に作用し、この圧力カット弁510を開弁させる。また、パイロット管600に導出された圧力は前記カット弁310にも作用し、このカット弁310を開弁させる。また、前記パイロット圧力管610に導出された圧力は前記調圧カット弁700に作用し、前記第2入力管173bを連通状態にさせる。そして、前記可変調圧器210にECUからさらに切換信号が供給され、可変調圧器210は第1位置に切換えられる。

【0034】これにより、可変調圧器210の第3ポート213と第2ポート212とが連通し、前記入力室412および第1調圧室434の圧力がそれぞれ第1入力管172、631を介してリザーバー180に導出される。前記可動ピストン411は入力室412側に移動し、さらに第2調圧ピストン431は第1調圧室434側に受けて移動する。その結果、出力室413の容積が増大し、前記ホイルシリンダ105内の圧力が出力管174を介してこの出力室413内に戻されることになる。よって、そのロック傾向にある車輪のホイルシリンダ圧を減少させ、そのロック傾向が解消されることになる。

【0035】次に、急発進時等の車輪の空転が生じた場合には、車両のエンジントルクを減少させるとともに、駆動輪のブレーキ系に油圧ポンプ117、アクチュエータ113よりの高圧を導き、その駆動輪へのブレーキ力を上記と同様に調整し、駆動輪の空転を抑制しつつ滑らかな発進を行うことができる。次に、ECU6による制動力配分制御について説明する。

【0036】車両旋回時には、遠心力による横方向加速度により、内輪側から外輪側へ荷重移動が起こるため、左右輪のタイヤ荷重は大きく異なる。この時に制動を行うと、さらに車体減速度により、後輪側から前輪側へ荷重移動が起こるため、各車輪の荷重は静止時に比べ、大きく異なった値となる。従って、旋回制動時にはその旋回状態に応じて、内輪側の制動力を減らし、外輪側の制動力を増やすことにより、車輪のロック限界を高めると同時に、制動効果を高めるものである。

【0037】ECU6による制動力配分制御の詳細を図4のフローチャートにて説明する。まず、ステップ10

00にて4輪の各車輪速度VFL, VFR, VRL, VRR (FL-左前輪、FR-右前輪、RL-左後輪、RR-右後輪)を入力し、ステップ1001にて車体前後方向加速度

【0038】

【外1】

\ddot{x}

【0039】および左右方向加速度

【0040】

【外2】

\ddot{y}

【0041】を入力し、ステップ1002にてマスタシリンダ油圧PM、各車輪ブレーキ油圧PFL, PFR, PRL, PRRを入力し、ステップ1003にて操舵角 δ を入力する。そして、ステップ1004にて、各車輪速度および車体前後加速度から車体速度VBを演算し、ステップ1005にて、各車輪速度およびステップ1004で求めた車体速度VBからスリップ率を求める。例えば左前輪では、 $SFL = (VB - VFL) / VB$ である。そして、ステップ1006にて、マスタシリンダ油圧PMから各車輪の目標ブレーキ油圧PFL*, PFR*, PRL*, PRR*を下記のように求める。

【0042】

$$PFL^* = PFR^* = CF1 \times PM + CF2 \times PM2 \dots (1)$$

$$PRR^* = PFL^* = CF1 \times PM - CF2 \times PM2 \dots (2)$$

ここで、CF1, CF2, CR1, CR2は、車両諸元、ブレーキ諸元から定まる数値である。そして、ステップ1007では、左右車輪の制動力配分の補正を行う。今、車両が左旋回している場合を考えると、内輪側である左前輪および左後輪のブレーキ油圧を減じ、外輪側である右前輪および右後輪のブレーキ圧を増やす。

【0043】すなわち、

$$PFL^* = PFL^* \times (1 - \alpha F) \dots (3)$$

$$PRL^* = PRL^* \times (1 - \alpha R) \dots (4)$$

$$PFR^* = PFR^* \times (1 + \alpha F) \dots (5)$$

$$PRR^* = PRR^* \times (1 + \alpha R) \dots (6)$$

と演算する。ここで、 αF , αR は、左右の制動力移動率であり、操舵角 δ および、左右方向加速度

【0044】

【外3】

\ddot{y}

【0045】車体速度VBから求める。すなわち、操舵角 δ 、左右方向加速度

【0046】

【外4】

\ddot{y}

【0047】車体速度 V_B から現在の旋回状態を求め、左右の荷重移動率 β_F , β_R を求める。そして、下記の式から左右制動力移動率 α_F , α_R を求める。

$$\alpha_F = \gamma_F \times \beta_F \quad \dots\dots (7)$$

$$\alpha_R = \gamma_R \times \beta_R \quad \dots\dots (8)$$

ここで、 γ_F , γ_R は荷重移動に対し、どれだけ制動力移動を行うかの比率であり、 $\gamma_F = \gamma_R = 0$ では左右制動力移動のない通常制動、 $\gamma_F = \gamma_R = 1$ では、各タイヤ荷重に応じた制動力配分による制動となる。 γ_F , γ_R を大きくすると、車輪ロック限界向上および制動距離短縮が計れるが、外輪側の制動力が増加することにより、旋回方向と反対方向のヨーモーメントが増加するため、アンダーステア傾向が強まる。そこで、この γ_F , γ_R には適正值が存在し、 γ_F , γ_R を車体速度 V_B の関数とし、低速時には旋回性を優先して γ_F , γ_R を小さく、高速時には安定性、安全性を優先して γ_F , γ_R を大きく定める。

【0048】以上より、式(7)(8)、式(3)

(4)(5)(6)の演算により、左右制動力配分補正した目標ブレーキ油圧 P^*_{FL} , P^*_{FR} , P^*_{RL} , P^*_{RR} を求める。そして、ステップ1008では、ステップ1005で求めたスリップ率の大小により、ステップ1007で求めた目標ブレーキ油圧を補正し、スリップ率補正目標ブレーキ油圧 P^{**}_{FL} , P^{**}_{FR} , P^{**}_{RL} , P^{**}_{RR} を求める。すなわち、ブレーキパッド摩擦計数、車両重量の変動等により、実際の制動状態が異なるため、スリップ率が大きすぎる場合は油圧を下げる方向に、またスリップ率が小さすぎる場合は油圧を上げる方向に、4輪の制動力配分を調整する。

【0049】ただし、左右で路面の摩擦係数が異なる場合には、上記のスリップ率補正を行うと、摩擦係数の高い側の制動力が摩擦係数の低い側の制動力を上回るため、ヨーモーメントが生じ、直進安定性を損ってしまう。そこで、操舵角 δ が零付近の場合には左右のスリップ率補正を禁止する。その後、ステップ1009で各目標ブレーキ油圧 P_i^* ($i = FL, FR, RL, RR$)をマスタシリンダ油圧 P_M と比較し、マスタ油圧 P_M より大のときステップ1010で圧力切換弁500をOFF、その条件以外のときステップ1011で圧力切換弁500をONにし、次のステップ1012に進み、ステップ1002で入力した各車輪ブレーキ油圧とステップ1008で求めたスリップ率補正ブレーキ油圧の差から各車輪に設けられた可変調圧器210、220、230、240のソレノイドへの供給電流 i_{FL} , i_{FR} , i_{RL} , i_{RR} を求め、ステップ1013にて各ソレノイドに電流を供給し、圧力制御を行い、適正なブレーキ力配分を調整することができる。

【0050】次に、本発明による第2の実施例の要部構成を図5に示す。本実施例は、通常の負圧ブースタを有し、電磁弁により、後輪側のみの左右制動力配分補正を

行うものである。第1の実施例と共通のものは同一番号を用い、説明は省略する。図5において、102はブレーキペダル101の踏力を倍力して、マスタシリンダ103へ伝える負圧ブースタ、800はマスタシリンダ103から前輪のホイールシリンダ105、107へブレーキ油圧を供給する第1主管、801はマスタシリンダから後輪のホイールシリンダ109、111へブレーキ油圧を供給する第2主管であり、3ポート2位置弁803に接続している。また、802はアキュムレータ113の圧液を供給する圧力管であり、3ポート2位置弁803に接続している。3ポート2位置弁803は電磁弁であり、電流を供給しない時(OFF)には、第2主管801と導管804を連通し、通電時(ON)には、圧力管802と導管804を連通する。3ポート3位置弁805は、電流値に応じて3位置に切換わる電磁弁であり、3つのポートは導管804、後右輪のホイールシリンダ109に連通する枝管807、リザーバ104に連通する導管809と接続されており、非通電時には、導管804と枝管807のみを連通し、第1通電時には全てのポートの連通を遮断し、さらに電流を増した第2通電時には枝管807と導管809のみを連通する。3ポート3位置弁806、枝管808も前記の3ポート3位置弁805、枝管807と同様である。

【0051】本実施例においては、3ポート2位置弁803、および3ポート3位置弁805、806を駆動して、通常のプロポーションングバルブ機能と、左右の制動力配分制御を行うものである。ECU6における制御動作を図6のフローチャートにより説明する。まずステップ1100にて後輪の車輪速度 V_{RL} , V_{RR} (RL —左後輪、 RR —右後輪)を入力し、ステップ1101にて車体前後加速度

【0052】

【外5】

\ddot{x}

【0053】および左右方向加速度

【0054】

【外6】

\ddot{y}

【0055】を入力し、ステップ1102にてマスタシリンダ油圧 P_M 、後輪のブレーキ油圧 P_{RL} , P_{RR} を入力し、ステップ1103にて操舵角 δ を入力する。そして、ステップ1104にて、車輪速度および車体前後加速度から車体速度 V_B を演算する。そして、ステップ1105にて、マスタシリンダ油圧 P_M とある所定圧力 P_O (例えば 25 kgf/cm^2)とを比較し $P_M \leq P_O$ の場合はステップ1106にて後輪の目標ブレーキ油圧をマスタシリンダと等しくし、ステップ1108へすすむ。一方、ステップ1105にて $P_M \leq P_O$ が成立しない、

すなわち $PM > PO$ の場合にはステップ1107にて後輪目標ブレーキ油圧を下式で与える。

$$PRL^* = PRR^* = PO + K \times (PM - PO) \quad \dots\dots (9)$$

ここで、 $K < 1$ であり、例えば $K = 0.37$ である。本処理により、マスタシリンダ油圧 PM が所定圧力 PO を越える時は後輪油圧はマスタシリンダ油圧に等しい前輪油圧より低圧となり、通常のプロポーショニングバルブ機能が得られる。そして、ステップ1108へすすむ。ステップ1108では、左右の制動力配分補正を、第1の実施例の第4図フローチャートのステップ1007と同様に、後輪について行い、補正目標ブレーキ油圧 P^*RL^* 、 P^*RR^* を求める。

$$PRR < P^*RR^* \text{ の時は } iRR = 0$$

$$PRR \approx P^*RR^* \text{ の時は } iRR = i1$$

$$PRR \geq P^*RR^* \text{ の時は } iRR = i2$$

と電流を制御する。ここで、 iRR は3ポート3位置弁805に供給する電流であり、 $i1$ 、 $i2$ はある所定の電流 ($0 < i1 < i2$) である。上記処理により、 PRR が低い時は、アキュムレータ113の圧油により増圧、 PRR が高い時には、リザーバ104へ減圧され、 PRR が P^*RR にほぼ等しい場合は圧力が保持されるため、 PRR は目標油圧 P^*RR^* に制御される。ステップ1109にて、上記のように3ポート2位置弁803の電流値 iR (ON/OFF)、3ポート3位置弁805、806の電流値 iRR 、 iRL を算出した後に、ステップ1110にて、各電磁弁に算出した電流値でソレノイドを駆動し、後左右輪の圧力制御を行う。

【0058】なお、前述の第1実施例において、アンチスキッド制御手段は、図4のフローチャートのステップ1008に相当し、旋回検出手段は、ステアリングセンサ4、左右方向加速度センサ3、及び車輪センサ群1に相当し、制御手段は、図4のフローチャートのステップ1007に相当する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施例の概要構成を示す構成図である。

【0056】

【0057】ステップ1109では、ステップ1102で入力した後輪ブレーキ油圧と、ステップ1108で求めた補正目標ブレーキ油圧の差に応じ、各電磁弁への通電状態を制御する。すなわち、圧力補正を行う時は、まず3ポート2位置弁803に通電し、アキュムレータ圧を3ポート3位置弁805、806へ導く。そして、各ブレーキ油圧と補正ブレーキ油圧の大小関係により3ポート3位置弁805、806を切替える。すなわち、後右輪について述べると、

$$\dots\dots (10)$$

$$\dots\dots (10)$$

$$\dots\dots (10)$$

【図2】本発明の一実施例を示す全体ブロック図である。

【図3】図2中の油圧系を示す油圧システム図である。

【図4】図2のECUの演算処理を示すフローチャートである。

【図5】本発明の第2実施例の要部構成を示す構成図である。

【図6】電子制御の演算処理を示すフローチャートである。

【符号の説明】

a ブレーキ操作圧力源

b 左車輪

c 右車輪

f, g ブレーキ系

i, j 第1, 第2圧力調整装置

k 旋回検出手段

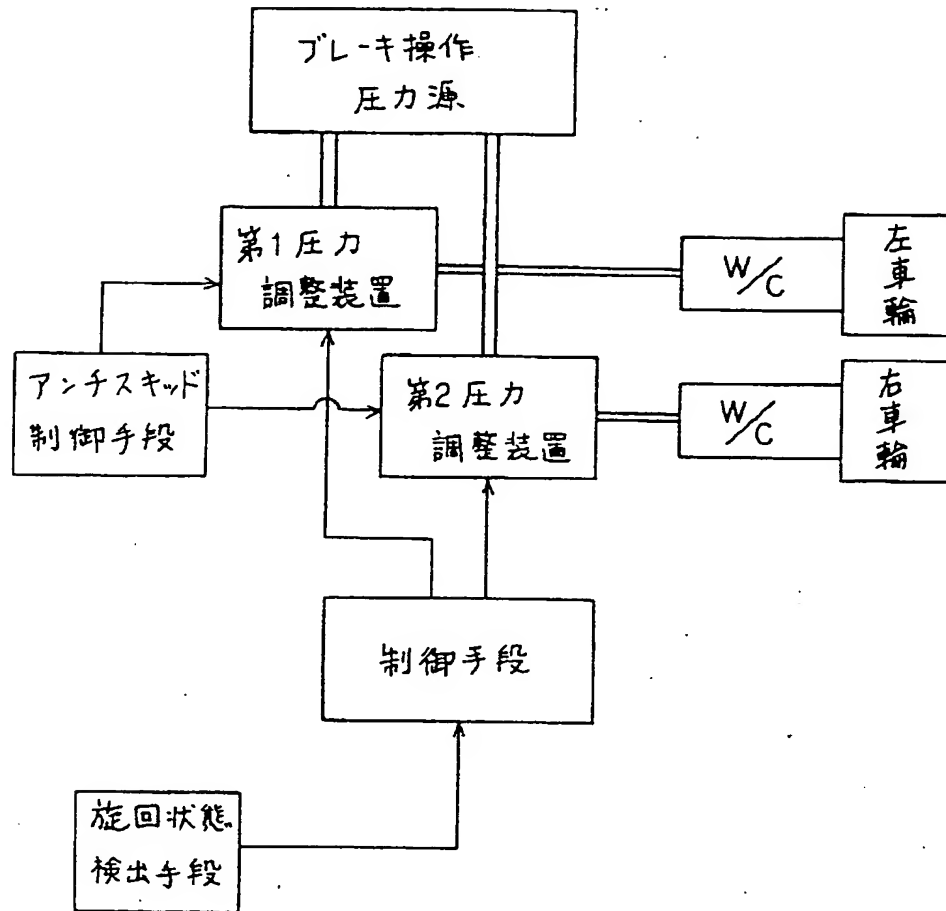
m 制御手段

4 旋回検出手段をなすステアリングセンサ

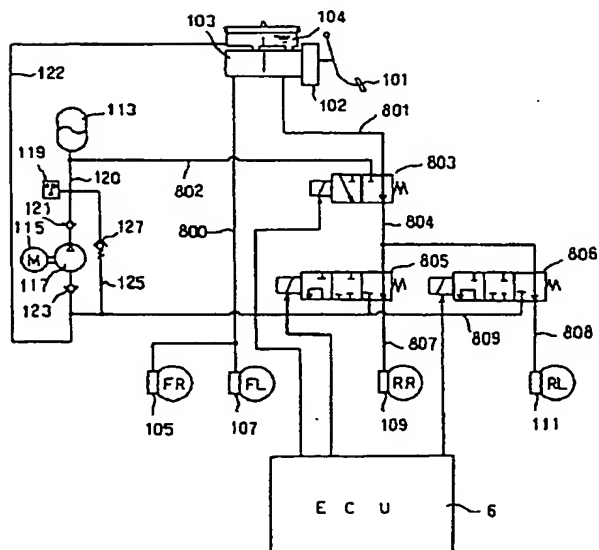
6 ECU

7 アクチュエータ

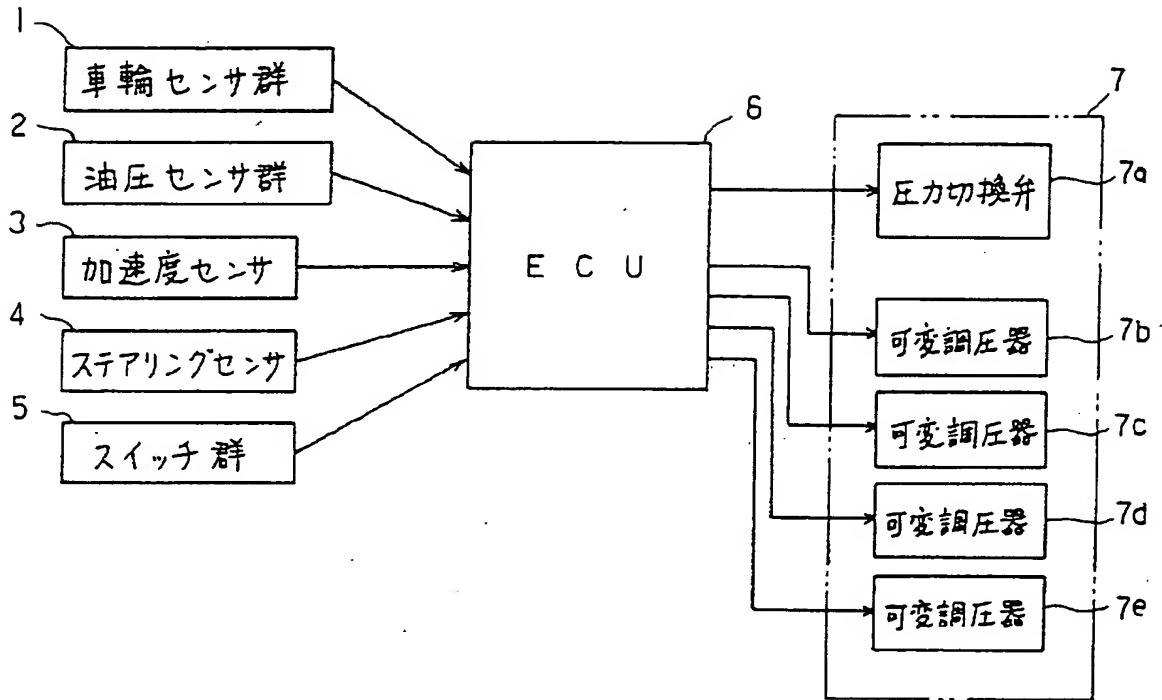
【図1】



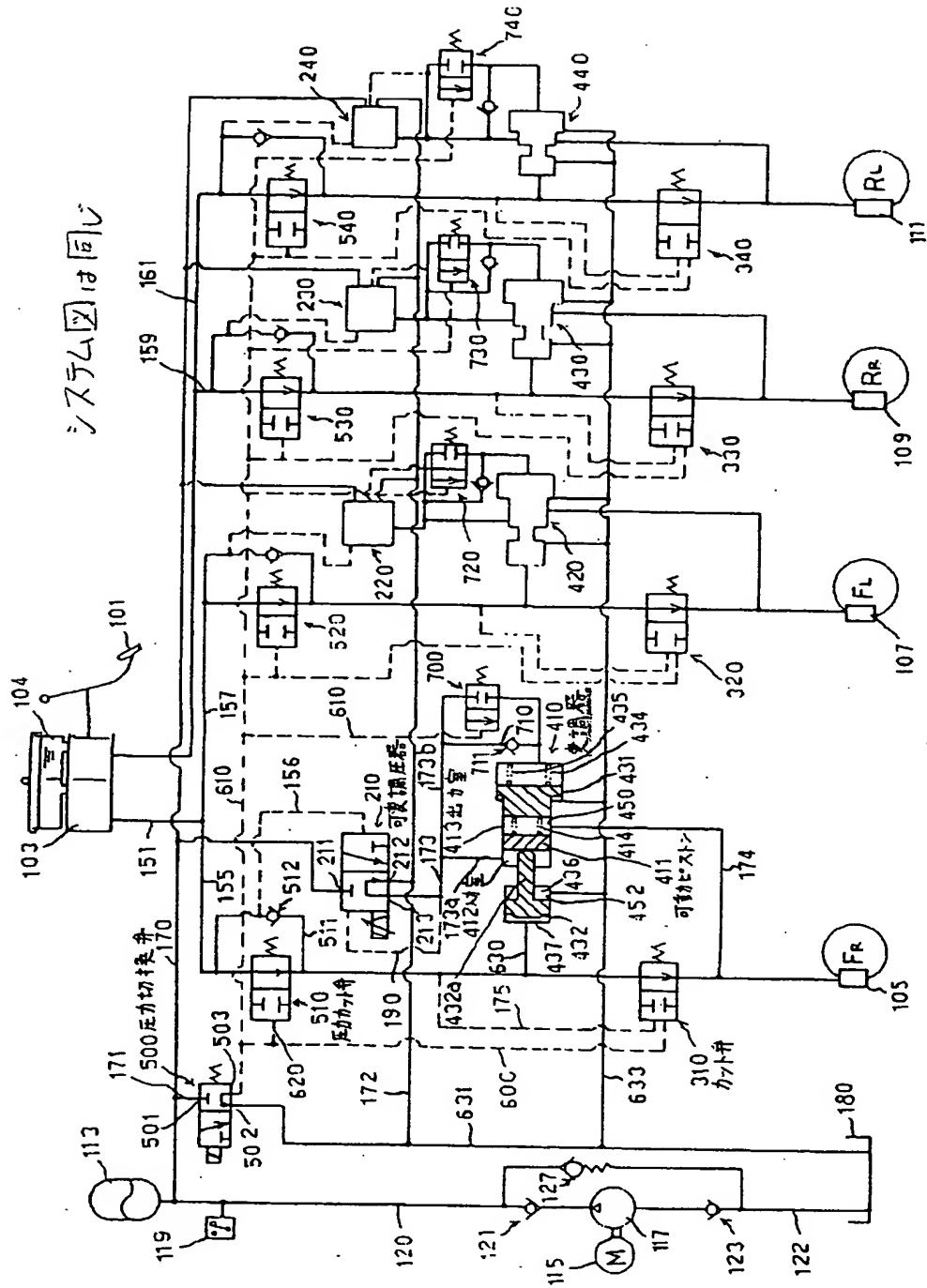
【図5】



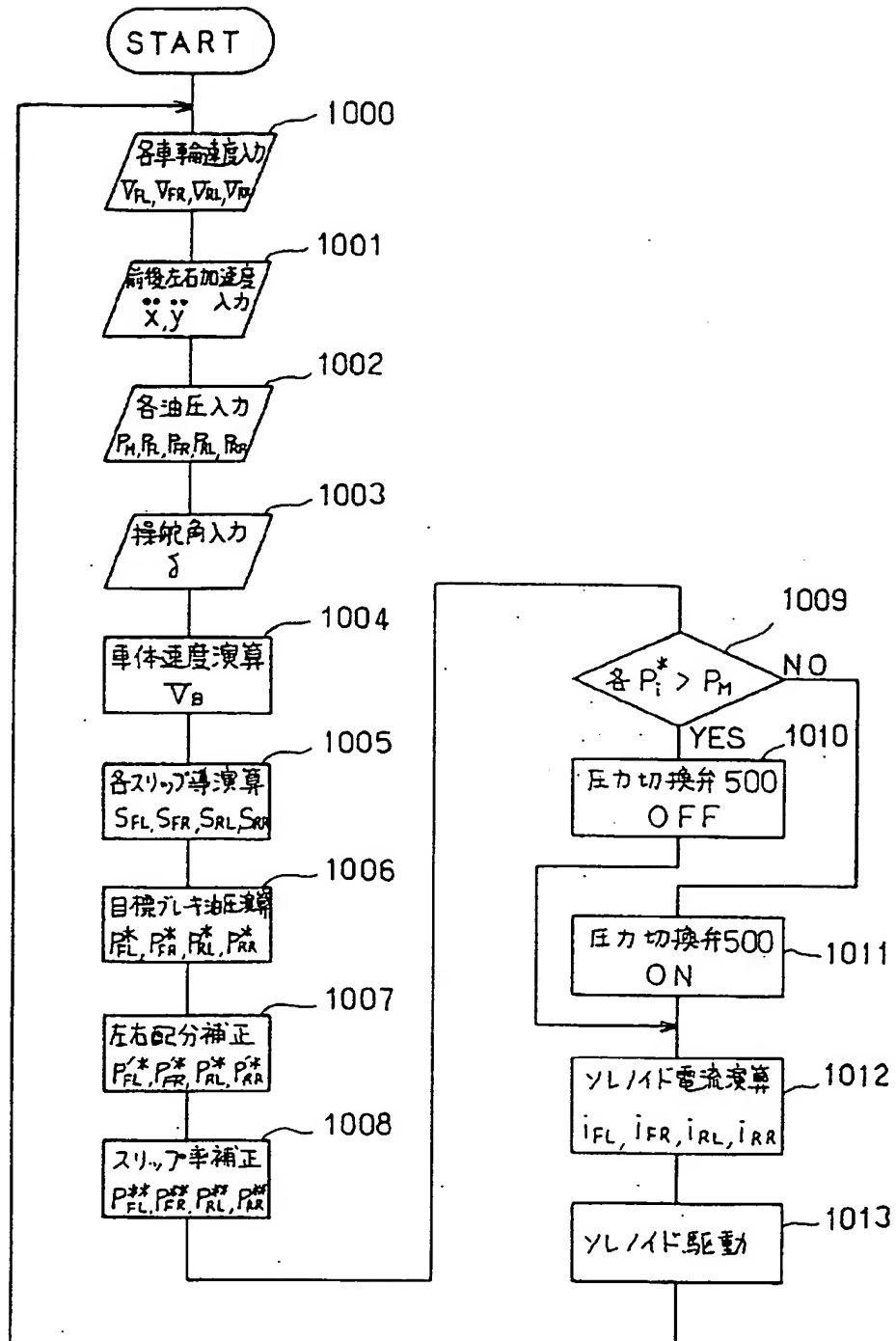
【図2】



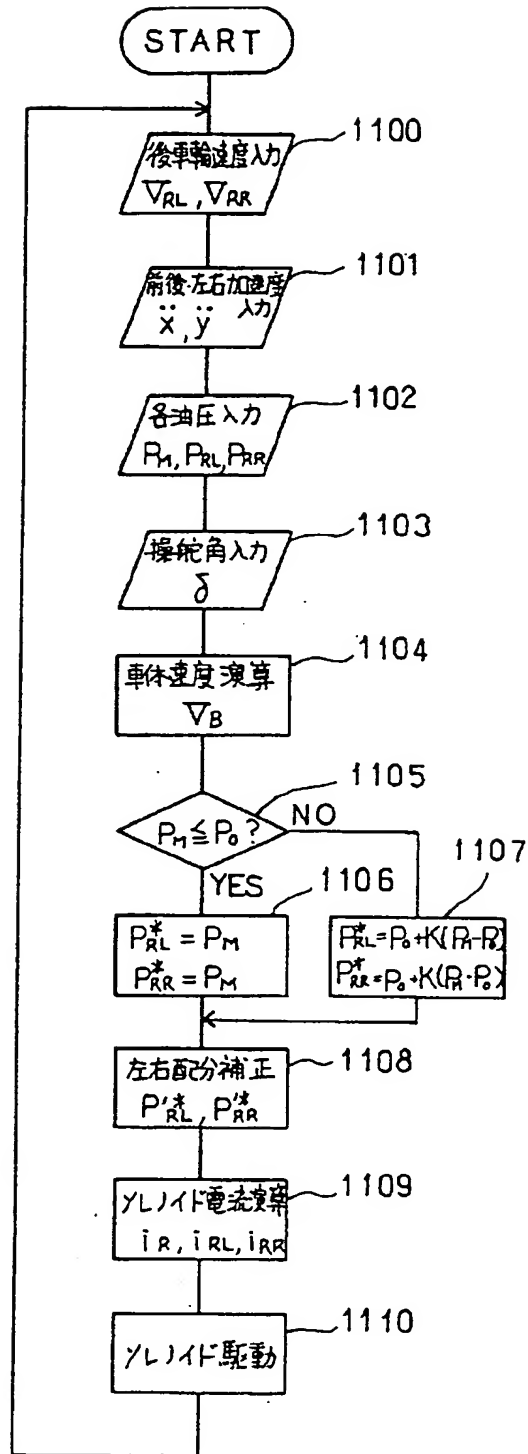
【図3】



【図4】



【図6】



フロントページの続き

(72)発明者 宇野 春彦

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本
電装株式会社内

(72)発明者 井本 雄三

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本
電装株式会社内

(56)参考文献 特開 昭60-143169 (J P, A)

実開 昭61-3058 (J P, U)

特公 昭55-40469 (J P, B 2)

(58)調査した分野(Int.Cl.6, D B 名)

B60T 8/24

B60T 8/58

B60T 8/26